



20. ULUSAL MEKANİK KONGRESİ
05 - 09 Eylül 2017, Uludağ Üniversitesi, Bursa

STİFNERLİ PANELLERİN ELASTİK BÜYÜK DEFORMAYON ANALİZİ

Murat Özdemir^{1,2}, Ahmet Ergin¹

¹Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul

²Fatsa Deniz Bilimleri Fakültesi, Ordu Üniversitesi, Ordu

ABSTRACT

Elastic Large Deflection Analysis (ELDA) of stiffened panels is carried out in an analytical manner. This study is a part of the ultimate strength estimation method by ELDA. In the ELDA, total and initial deflection modes are defined as sum of overall buckling mode of the stiffened panel and local buckling mode of the local plates. Sideway deflections and rotational resistance of the stiffeners against the plate rotation are not considered explicitly, but artificial torsional springs are introduced along the plate-stiffener connections.

The developed analytical ELDA method is verified by means of ELDA by Finite Element Method (FEM). It is concluded that the analytical method estimates the buckling load of stiffened panels well. Post-buckling behavior of the stiffened panels is also simulated accurately when primary buckling takes place in local mode. As for the primary buckling of overall mode, the post-buckling behavior is simulated well when aspect ratio of the whole panel is close to unity. On the other hand, the post-buckling stiffness is overestimated by the analytical ELDA method in case of the small panel aspect ratios. This is because deflection components other than the assumed buckling modes develop shortly after the occurrence of the overall panel buckling in case of the wide panels.

ÖZET

Stifnerli gemi panellerin Elastik Büyük Deformasyon Analizi (EBDA) analitik olarak gerçekleştirilmiştir. Panellerin toplam ve başlangıç deformasyonları stifnerli panelin genel burkulma modu ve stifnerler arası levhanın yerel burkulma modunun toplamı şeklinde önerilmiştir. Stifnerlerin yanıl deformasyonları ve levha-stifner arasındaki moment transferi doğrudan hesaba katılmamış; stifner-levha birleşim hattı boyunca yapay burulma yaylarının bulunduğu kabulü yapılmıştır.

Önerilen EBDA yönteminin doğruluğu Sonlu Elemanlar Yöntemi (SEY) vasıtasıyla test edilmiştir. Yapılan hesaplamalar sonucunda önerilen yöntemin panellerin burkulma gerilmesini yüksek doğrulukta hesapladığı görülmüştür. Panellerin burkulma sonrası davranışı ise panelin önerilen burkulma deformasyonları ile ilgilidir. Stifnerler arası levhanın yerel burkulması meydana gelmiş ise önerilen yöntem ile yapının burkulma sonrası davranışı da doğru şekilde temsil edilebilmektedir. Diğer yandan, stifnerli panel genel burkulmaya maruz kaldığında ise burkulma sonrası davranışlar panelin en kenar oranına göre farklılık göstermektedir. Eğer panelin en-boy oranı büyük ise (geniş panel) burkulma sonrası davranış önerilen burkulma deformasyonlarından farklılık göstermektedir. Bu da önerilen yöntem ve SEY ile gerçekleştirilen hesaplar arasında bir miktar farka sebep olmaktadır.

GİRİŞ

Stifnerler ile desteklenmiş paneller gemi gövdesinin en temel bileşenlerindendir. Bu sebeple geminin güverte veya dip yapısını oluşturan panellerin burkulması/göçmesi tüm gemi gövdesinin göçmesi ile sonuçlanabilir [1]. Bahsedilen sebeplerden ötürü açık literatürde bu alanda yapılan çok sayıda çalışma mevcuttur. Örnek vermek gerekirse SEY ile panellerin burkulma ve nihai mukavemet incelemesi yapılan çalışmalar [2-4], idealleştirilmiş yapısal birim metodu (ISUM) ile yapılan çalışmalar [5] ve yarı analitik yöntemler ile stifnerli panellerin burkulma/göçme davranışının incelendiği çalışmalar [6,7]. Bu çalışma gemi panellerinin nihai mukavemetinin tayin edilmesi amacıyla EBDA temelinde ilk plastik deformasyon başlangıcını nihai durum olarak alan basit bir yöntem geliştirilmesi çalışmasının bir kısmını oluşturmaktadır. Yöntem kavramsal olarak Norveç Loydu (DNV) tarafından ticari olarak sunulan yarı analitik temelli PULS kodu [8] ile benzerdir. Bu çalışmanın yapısı şu şekildedir: İkinci bölümde stifnerli panellerde EBDA için formülasyonlar türetilmiştir. Daha sonra bu formülasyonlardan yola çıkarak stifnerli paneller için Virtüel İş Prensibi üçüncü bölümde uygulanmıştır. Dördüncü bölümde ise önerilen EBDA metodunun doğruluğu SEY ile test edilmiştir. Son bölümde ise ana çıkarımlar verilmiştir.

FORMÜLASYON

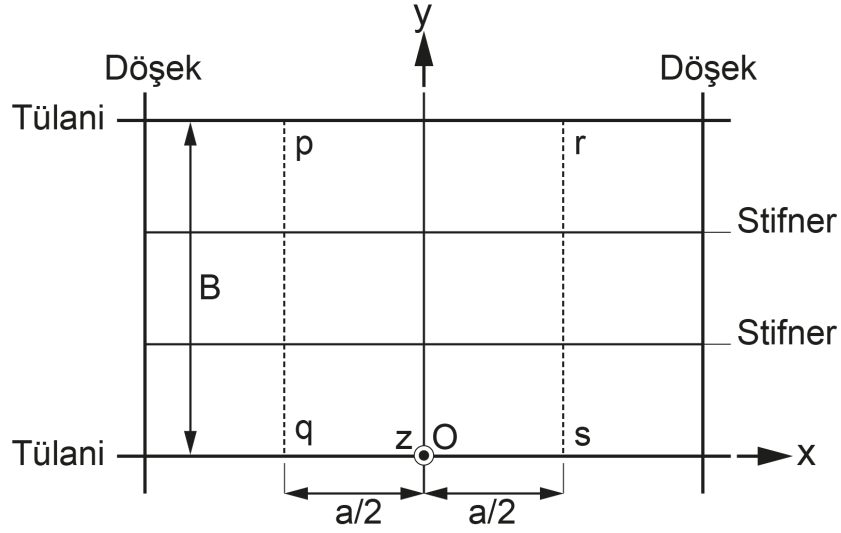
Stifnerli panellerin elastik burkulma ve burkulma sonrası davranışları Virtüel İş Teoremi uygulanarak incelenmiştir. Başlangıç durumunda panelin genel burkulma ve levhanın yerel burkulma modu şeklinde üzerinde deformasyon bulunduğu kabulü yapılmış, toplam deformasyonun da yine aynı şekilde olacağı kabul edilmiştir. Toplam ve başlangıç deformasyonları sırasıyla aşağıdaki gibidir.

$$w = w_{gen} + w_{yerel} = C \sin \frac{\pi x}{a} \sin \frac{\pi y}{B} + A_{mn} \sin \frac{m\pi x}{a} \sin \frac{n\pi y}{B},$$

$$w_0 = w_{0gen} + w_{0yerel} = C_0 \sin \frac{\pi x}{a} \sin \frac{\pi y}{B} + A_{0mn} \sin \frac{m\pi x}{a} \sin \frac{n\pi y}{B}$$

Burada w_0 panelin başlangıç deformasyonunu temsil etmektedir. m ve n ise sırasıyla panelin boyuna ve enine yönde burkulma dalga sayısını ifade etmektedir. $n=N+1$ ve N stifner sayısıdır.

Üzerinde başlangıç deformasyonu bulunmayan kusursuz panellerde yük herhangi bir eksen kaçıklığı olmadan doğrudan kesitin alan merkezine uygulanabilir, ancak başlangıç deformasyonunun olması durumunda yükün uygulanması ile birlikte kesitin alan merkezi de yer değiştirecektir. Bundan kaynaklı eksen kaçıklığının önüne geçmek için simetrik sınır şartları uygulanarak Şekil 1’de pq ve rs hatları modelin sınırları olarak belirlenmiştir. Model boyutları boyuna yönde çift yarım aralık (pq-rs), enine yönde ise tek tam aralık (pr-qs) şeklinde kabul edilmiştir. Bu kabuller sebebiyle geliştirilen yöntem simetrik deformasyonlara maruz kalan simetrik kesitli stifnerlere sahip paneller için uygulanabilmektedir.



Şekil 1. EBDA için model sınırları.

Düzlem İçi Gerilmeler ve Şekil Değiştirmeler

Levha için uygunluk denklemi şu şekilde yazılabilir.

$$\frac{\partial^4 F}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4 F}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 F}{\partial y^4} = E \left[\left(\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \right)^2 - \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right) \left(\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right) - \left(\frac{\partial^2 w_0}{\partial x \partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial^2 w_0}{\partial x^2} \right) \left(\frac{\partial^2 w_0}{\partial y^2} \right) \right]$$

Burada F Airy gerilme fonksiyonudur. Toplam ve başlangıç deformasyonları burada yerine yazılırsa gerilme fonksiyonu için çözüm aşağıdaki şekilde elde edilir [9].

$$F = \left(\frac{E\alpha^2}{32} \cos \frac{2\pi x}{a} + \frac{E\alpha^2}{32} \cos \frac{2\pi y}{B} \right) (C^2 - C_0^2) - \left\{ \frac{(m-n)^2 E\alpha^2}{4 \{ (1-m)^2 + (1-n)^2 \alpha^2 \}^2} \cos \frac{(1-m)\pi x}{a} \cos \frac{(1-n)\pi y}{B} \right. \\ - \frac{(m+n)^2 E\alpha^2}{4 \{ (1+m)^2 + (1-n)^2 \alpha^2 \}^2} \cos \frac{(1+m)\pi x}{a} \cos \frac{(1-n)\pi y}{B} - \frac{(m+n)^2 E\alpha^2}{4 \{ (1-m)^2 + (1+n)^2 \alpha^2 \}^2} \cos \frac{(1-m)\pi x}{a} \cos \frac{(1+n)\pi y}{B} \\ \left. + \frac{(m-n)^2 E\alpha^2}{4 \{ (1+m)^2 + (1+n)^2 \alpha^2 \}^2} \cos \frac{(1+m)\pi x}{a} \cos \frac{(1+n)\pi y}{B} \right\} (CA_{mn} - C_0 A_{0mn}) + \left(\frac{n^2 E\alpha^2}{32m^2} \cos \frac{2m\pi x}{a} + \frac{m^2 E\alpha^2}{32n^2 \alpha^2} \cos \frac{2n\pi y}{B} \right) (A_{mn}^2 - A_{0mn}^2)$$

Burada $\alpha=a/B$ panelin boy-en oranıdır. E ise elastiklik modülüdür. Gerilme fonksiyonu için çözüm elde edildikten sonra düzlem içi gerilmeler basitçe aşağıdaki şekilde elde edilebilir.

$$\sigma_{px} = \frac{\partial^2 F}{\partial y^2}, \quad \sigma_{py} = \frac{\partial^2 F}{\partial x^2}, \quad \tau_{pxy} = -\frac{\partial^2 F}{\partial x \partial y}$$

Bunlara karşılık gelen şekil değiştirmeleri düzlem gerilme kabulü ve Poisson oranını " ν " ile temsil ederek kolayca elde edebiliriz.

$$\varepsilon_{px} = \frac{1}{E} (\sigma_{px} - \nu \sigma_{py}) = \frac{1}{E} \left(\frac{\partial^2 F}{\partial y^2} - \nu \frac{\partial^2 F}{\partial x^2} \right), \\ \varepsilon_{py} = \frac{1}{E} (\sigma_{py} - \nu \sigma_{px}) = \frac{1}{E} \left(\frac{\partial^2 F}{\partial x^2} - \nu \frac{\partial^2 F}{\partial y^2} \right),$$

$$\gamma_{pxy} = \frac{2(1+\nu)}{E} \tau_{pxy} = -\frac{2(1+\nu)}{E} \left(\frac{\partial^2 F}{\partial x \partial y} \right)$$

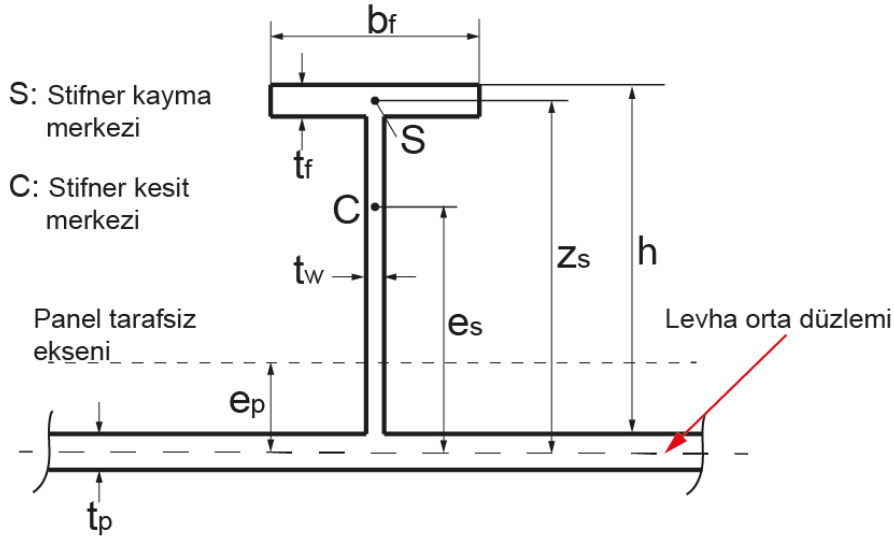
Genel burkulma levhanın tarafsız düzlemine göre değil tüm panel en-kesitinin tarafsız düzlemine göre meydana geleceğinden levha üzerinde ayrıca şekil değiştirmeler meydana gelecektir. Bu şekil değiştirme ifadeleri de aşağıdaki şekilde hesaplanabilir.

$$\begin{cases} \epsilon_{px}^a = -(-e_p) \frac{\partial^2}{\partial x^2} (w_{ov} - w_{0ov}) = -\frac{e_p \pi^2 E}{(1-\nu^2)} \left(\frac{1}{a^2} + \frac{\nu}{B^2} \right) (C - C_0) \sin \frac{\pi x}{a} \sin \frac{\pi y}{B}, \\ \epsilon_{py}^a = -(-e_p) \frac{\partial^2}{\partial y^2} (w_{ov} - w_{0ov}) = -\frac{e_p \pi^2 E}{(1-\nu^2)} \left(\frac{\nu}{a^2} + \frac{1}{B^2} \right) (C - C_0) \sin \frac{\pi x}{a} \sin \frac{\pi y}{B}, \\ \gamma_{py}^a = -2(-e_p) \frac{\partial^2}{\partial x \partial y} (w_{ov} - w_{0ov}) = \frac{e_p \pi^2 E}{(1+\nu) a B} (C - C_0) \cos \frac{\pi x}{a} \cos \frac{\pi y}{B} \end{cases}$$

Burada e_p panel en-kesiti ve levha tarafsız düzlemleri arasındaki mesafeyi temsil etmektedir ve aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$e_p = \frac{\sum_{i=1}^N A_{si} e_{si}}{A_p + \sum_{i=1}^N A_{si}}$$

Burada $A_p = B t_p$ ve A_{si} levha ve i . stifnerin kesit alanlarını ifade etmektedir. e_{si} ise stifner kesit merkezinin levha tarafsız düzlemine olan uzaklığıdır. Tipik bir stifner kesiti Şekil 2’de gösterilmiştir.



Şekil 2. Tipik bir stifner kesiti.

Yine düzlem gerilme kabulü yaparak şekil değiştirmelere karşılık gelen gerilemeler şu şekilde belirlenir.

$$\sigma_{px}^a = -\frac{e_p \pi^2 E}{(1-\nu^2)} \left(\frac{1}{a^2} + \frac{\nu}{B^2} \right) (C - C_0) \sin \frac{\pi x}{a} \sin \frac{\pi y}{B},$$

$$\sigma_{py}^a = -\frac{e_p \pi^2 E}{(1-\nu^2)} \left(\frac{\nu}{a^2} + \frac{1}{B^2} \right) (C - C_0) \sin \frac{\pi x}{a} \sin \frac{\pi y}{B},$$

$$\tau_{pxy}^a = \frac{e_p \pi^2 E}{(1+\nu) a B} (C - C_0) \cos \frac{\pi x}{a} \cos \frac{\pi y}{B}$$

Eğilme Kaynaklı Gerilme ve Şekil Değiştirmeler

Eğilme kaynaklı şekil değiştirmeler basitçe deformasyonların türevi alınarak aşağıdaki şekilde elde edilebilir.

$$\varepsilon_{bx} = -z \frac{\partial^2 (w - w_0)}{\partial x^2} = \frac{z \pi^2}{a^2} \sin \frac{\pi x}{a} \sin \frac{\pi y}{B} (C - C_0) + \frac{z m^2 \pi^2}{a^2} \sin \frac{m \pi x}{a} \sin \frac{n \pi y}{B} (A_{mn} - A_{0mn}),$$

$$\varepsilon_{by} = -z \frac{\partial^2 (w - w_0)}{\partial y^2} = \frac{z \pi^2}{B^2} \sin \frac{\pi x}{a} \sin \frac{\pi y}{B} (C - C_0) + \frac{z n^2 \pi^2}{B^2} \sin \frac{m \pi x}{a} \sin \frac{n \pi y}{B} (A_{mn} - A_{0mn}),$$

$$\gamma_{bxy} = -2z \frac{\partial^2 (w - w_0)}{\partial x \partial y} = -\frac{2z \pi^2}{a B} \cos \frac{\pi x}{a} \cos \frac{\pi y}{B} (C - C_0) - \frac{2z m n \pi^2}{a B} \cos \frac{m \pi x}{a} \cos \frac{n \pi y}{B} (A_{mn} - A_{0mn})$$

Düzlem gerilme kabulü ile gerilmeler aşağıdaki şekilde elde edilir.

$$\sigma_{bx} = \frac{E}{1-\nu^2} (\varepsilon_{bx} + \nu \varepsilon_{by}) = \frac{z \pi^2 E}{(1-\nu^2)} \left[\left(\frac{1}{a^2} + \frac{\nu}{B^2} \right) \sin \frac{\pi x}{a} \sin \frac{\pi y}{B} (C - C_0) + \left(\frac{m^2}{a^2} + \frac{\nu n^2}{B^2} \right) \sin \frac{m \pi x}{a} \sin \frac{n \pi y}{B} (A_{mn} - A_{0mn}) \right],$$

$$\sigma_{by} = \frac{E}{1-\nu^2} (\varepsilon_{by} + \nu \varepsilon_{bx}) = \frac{z \pi^2 E}{(1-\nu^2)} \left[\left(\frac{1}{B^2} + \frac{\nu}{a^2} \right) \sin \frac{\pi x}{a} \sin \frac{\pi y}{B} (C - C_0) + \left(\frac{n^2}{B^2} + \frac{\nu m^2}{a^2} \right) \sin \frac{m \pi x}{a} \sin \frac{n \pi y}{B} (A_{mn} - A_{0mn}) \right],$$

$$\tau_{bxy} = \frac{E}{2(1+\nu)} \gamma_{bxy} = \frac{z \pi^2 E}{(1-\nu^2) a B} \left[\cos \frac{\pi x}{a} \cos \frac{\pi y}{B} (C - C_0) + m n \cos \frac{m \pi x}{a} \cos \frac{n \pi y}{B} (A_{mn} - A_{0mn}) \right]$$

Stifner Üzerinde Gerilme ve Şekil Değiştirmeler

$y=y_i$ konumundaki stifner üzerinde eksenel şekil değiştirme aşağıdaki olmaktadır.

$$\varepsilon_{si} = \left(\varepsilon_{px} + \varepsilon_{px}^a \right) \Big|_{y=y_i} - z' \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} - \frac{\partial^2 w_0}{\partial x^2} \right) \Big|_{y=y_i}$$

Burada z' stifner kesitindeki herhangi bir noktanın levha orta düzlemine göre konumunu ifade eder. Karşılık gelen gerilme ise:

$$\sigma_{si} = E \varepsilon_{si}$$

Burada gerilme ve şekil değiştirme ifadeleri sayfaların verimli kullanımı ve bütünlük açısından uzun şekilde verilmemiştir.

VİRTÜEL İŞ PRENSİBİNİN UYGULANMASI

Gerçek (fiziksel) iş gerçek kuvvetlerin bir cisim üzerinden gerçek deformasyon yaratması sonucu gerçekleşir. Virtüel iş ise gerçek kuvvetlerin cisim üzerinde kinematikçe uyumlu virtüel deformasyon yaratması durumunda gerçekleşir [10], virtüel deplasman $\delta \vec{u}$ ile temsil edilirse virtüel iş sembolik olarak şu şekilde yazılabilir.

$$\delta W = \vec{P} \cdot \delta \vec{u}$$

Stifnerli panelin uygulanan ortalama $\bar{\sigma}_x$ gerilmesi altında denge durumunda olduğunu ve panel üzerinde bir önceki bölümde hesapladığımız gerilme ve şekilde değiştirmelerin oluştuğunu kabul edelim. Bu esnada küçük bir virtüel deplasman uygulayalım. Bu durumda iç kuvvetler tarafından yapılan virtüel iş aşağıdaki gibi olmaktadır.

$$\begin{aligned} \delta W_i = & \int_{-a/2}^{a/2} \int_0^B \int_{-t/2}^{t/2} \left[(\sigma_{px} + \sigma_{px}^a + \Delta\sigma_{px} + \Delta\sigma_{px}^a)(\delta\Delta\epsilon_{px} + \delta\Delta\epsilon_{px}^a) + (\sigma_{py} + \sigma_{py}^a + \Delta\sigma_{py} + \Delta\sigma_{py}^a)(\delta\Delta\epsilon_{py} + \delta\Delta\epsilon_{py}^a) \right. \\ & + (\tau_{pxy} + \tau_{pxy}^a + \Delta\tau_{pxy} + \Delta\tau_{pxy}^a)(\delta\Delta\gamma_{pxy} + \delta\Delta\gamma_{pxy}^a) + (\sigma_{bx} + \Delta\sigma_{bx})\delta\Delta\epsilon_{bx} + (\sigma_{by} + \Delta\sigma_{by})\delta\Delta\epsilon_{by} + (\tau_{bxy} + \Delta\tau_{bxy})\delta\Delta\gamma_{bxy} \left. \right] dz dy dx \\ & + \sum_{i=1}^N \int_{-a/2}^{a/2} \int_{A_{si}} (\sigma_{si} + \Delta\sigma_{si}) \delta\Delta\epsilon_{si} dA_{si} dx. \end{aligned}$$

Yerel levha için kabul edilen burkulma modu, basit mesnetli bir levhanın burkulmasını temsil etmektedir. Bu yaklaşım stifner-levha birleşim hattında sadece levhanın çökmesini kısıtlar, ancak stifner aynı zamanda levhanın dönmesine de direnç gösterecektir. Bu etkiyi dikkate almak amacıyla stifner-levha birleşim hattında yapay burulma yayları olduğu kabul edilmiştir. Burulma yaylarının yaptığı virtüel iş şu şekilde ifade edilebilir.

$$\delta W_{\phi_i} = \sum_{i=1}^N \frac{1}{a} \int_{-a/2}^{a/2} (M_i + \Delta M_i) \delta\Delta\phi_i dx$$

Burada ϕ_i levhanın dönmesini ifade eder ve aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\phi_i = \frac{\partial}{\partial y} (w - w_0)_{y=y_i}$$

Levhanın dönmesi sebebiyle yay üzerinde oluşan burulma momenti şu şekilde yazılabilir.

$$M_i + \Delta M_i = k_t (\phi_i + \Delta\phi_i)$$

k_t yay sabitidir. Stifner ve levha parametrelerine bağlı olarak şu şekilde kabul edilmiştir.

$$k_t = \left(\frac{t_p^3}{b} \right) \frac{C'}{a^2}$$

Burada C' stifner kesitinin Saint Venant burulma sabitidir. Dış kuvvetler tarafından yapılan virtüel iş aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\delta W_e = (\bar{\sigma}_x + \Delta\bar{\sigma}_x) \left[B t_p + \sum_{i=1}^N A_{si} \right] \delta\Delta\bar{u}$$

Burada \bar{u} panelin boyunun kısalmasını temsil etmektedir. Aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\bar{u} = -\frac{a}{E} \bar{\sigma}_x - \frac{m^2 \pi^2}{8a} (A_{mn}^2 - A_{0mn}^2) - \frac{\pi^2}{8a} (C^2 - C_0^2)$$

Sonuç olarak virtüel iş denklemini şu şekilde yazabiliriz.

$$\delta W_i + \delta W_{\phi_i} = \delta W_e$$

Ara işlemlerin çok fazla olması sebebiyle bütünlüğü bozmamak açısından burada verilmemiştir ve nihai denklem takımı şu şekilde olmaktadır.

$$\begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta C \\ \Delta A_{mn} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} b_1 \\ b_2 \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} c_1 \\ c_2 \end{Bmatrix} \Delta\bar{\sigma}_x$$

Deformasyon katsayılarının artışı için çözüm şu şekilde elde edilir.

$$\begin{Bmatrix} \Delta C \\ \Delta A_{mn} \end{Bmatrix} = \frac{1}{a_{11}a_{22} - a_{12}a_{21}} \begin{bmatrix} a_{22} & -a_{12} \\ -a_{21} & a_{11} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} b_1 + c_1 \Delta \bar{\sigma}_x \\ b_2 + c_2 \Delta \bar{\sigma}_x \end{Bmatrix}$$

Deformasyon katsayılarının elde edilmesinin ardından ortalama şekil değiştirmeyi şu şekilde hesaplayabiliriz.

$$\bar{\varepsilon}_x = \frac{1}{E} \bar{\sigma}_x + \frac{\pi^2}{8a^2} (C^2 - C_0^2) + \frac{m^2 \pi^2}{8a^2} (A_{mn}^2 - A_{0mn}^2)$$

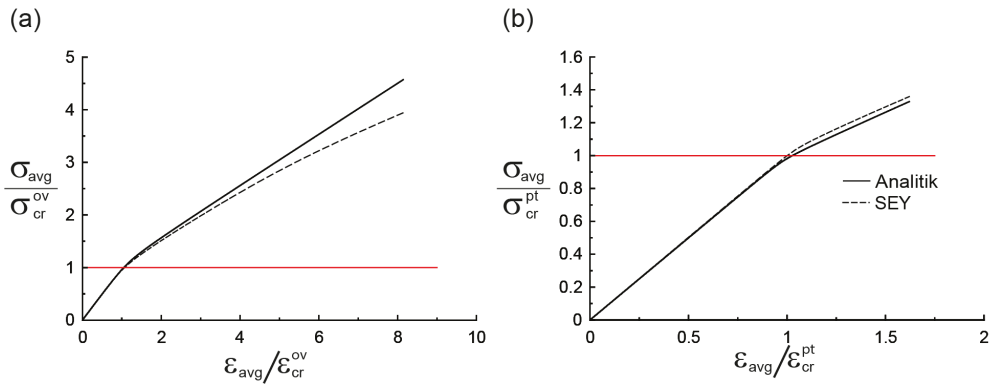
Artık ortalama gerilme-şekil değiştirme eğrileri kolayca elde edilebilir.

YÖNTEMİN DOĞRULANMASI

Önerilen yöntemin doğrulanması amacıyla stifnerli paneller için SEY ile EBDA gerçekleştirilmiştir. Paneller için ortalama gerilme-şekil değiştirme eğrileri önerilen yöntem ile elde edilerek, sonuçlar SEY ile karşılaştırıldı. SEY ve önerilen yöntem için gerçekleştirilen analizlerde başlangıç deformasyonlarının büyüklüğü ve şekli aynı kabul edildi. Bu değerler şu şekilde alınmıştır.

$$C_0 = 0.001a, \quad A_{0mn} = 0.01t_p$$

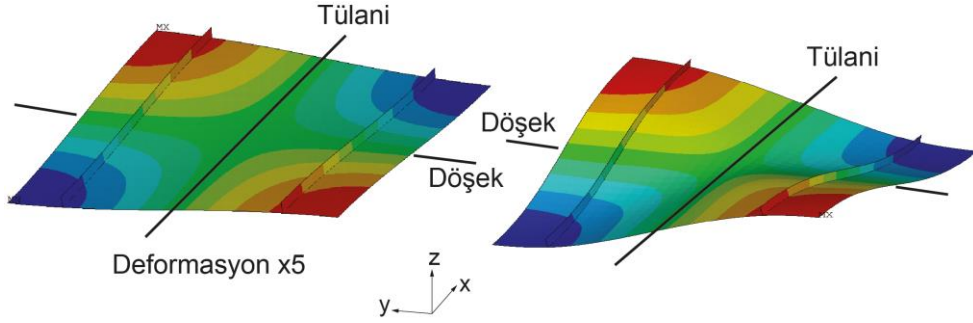
Test panellerinin boyutları şu şekilde kabul edildi. Stifnerler arası mesafe, $b = 750$ mm, levha ve stifner gövde kalınlığının aynı olduğu, $t_p = t_w = 16.0$ mm, kabul edilmiştir. Stifnerler arasında yerel levhanın boy-en oranı, $a/b = 3.0$ olarak alınmıştır. Daha sonra stifner sayısı iki ve dört olarak değiştirilmiştir, incelenen bu durumlar sırasıyla kare ($\alpha = 1.0$) ve geniş ($\alpha = 0.6$) panel olmaktadır. İncelenen her panel için stifner boyutu da $h/t_w = 4.0$ ve 10.0 olacak şekilde değiştirilmiştir. Stifner boyunun değiştirilmesi panelin hem genel burkulmasının hem de yerel burkulmanın incelenmesine olanak sağlamaktadır. SEY ile yapılan analizlerde enine ve boyuna yönde çift aralıklı model simetrik sınır şartı altında dikkate alınmıştır. Malzeme özellikleri $E = 205800$ MPa ve $\nu = 0.3$ olarak alınmıştır. Malzemenin akma maruz kalmadığı kabul edilmiştir.



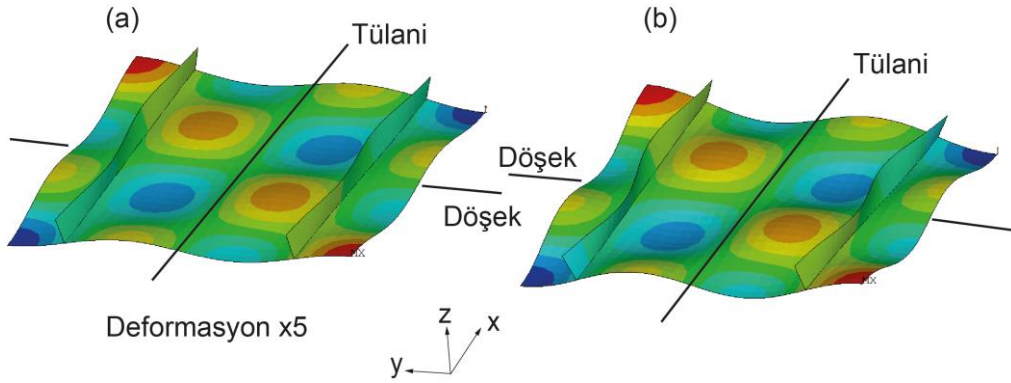
Şekil 3. Kare paneller için ortalama gerilme-şekil değiştirme eğrileri: (a) $h/t_w = 4.0$, (b) $h/t_w = 10.0$.

Paneller $h/t_w = 4.0$ ve $h/t_w = 10.0$ durumları için sırasıyla genel ve yerel burkulmaya maruz kalmaktadır. Şekil 3'te σ_{cr}^{ov} ve σ_{cr}^{pt} ifadeleri panellerin genel burkulma ve basit mesnetli levhaların yerel burkulma gerilmelerini ifade etmektedir. Sırasıyla Ref. [11] ve [9]'da verilen ifadeler bu değerleri hesaplamak için kullanılmıştır. ε_{cr}^{ov} ve ε_{cr}^{pt} ise burkulma gerilmelerine karşılık gelen şekil değiştirmeleri temsil etmektedir. Genel burkulma meydana geldikten sonra SEY ve önerilen yöntem ile elde edilen burkulma sonrası dayanım (post-buckling stiffness)

birbirleriyle örtüşmektedir. Ancak yük daha da artırıldığında önerilen yöntem SEY'e göre daha yüksek burkulma sonrası dayanım göstermektedir. Bunun sebebi, panel deformasyonlarının artık düzleşmeye başlaması (Şekil 4 (b)) ve kabul edilen deformasyonlar haricinde başka deformasyon bileşenlerinin de ortaya çıkmasıdır.



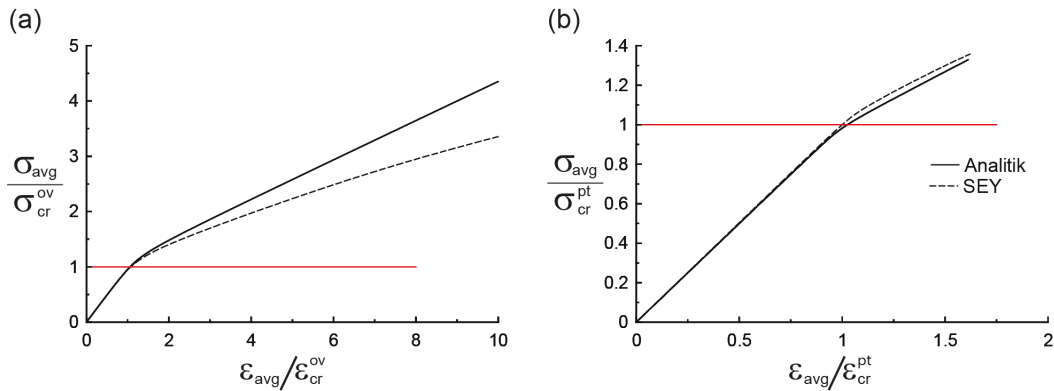
Şekil 4. Kare paneller için deformasyon şekilleri ($h/t_w=4.0$) : (a) burkulma anı, (b) burkulma sonrası.



Şekil 5. Kare paneller için deformasyon şekilleri ($h/t_w=10.0$) : (a) burkulma anı, (b) burkulma sonrası.

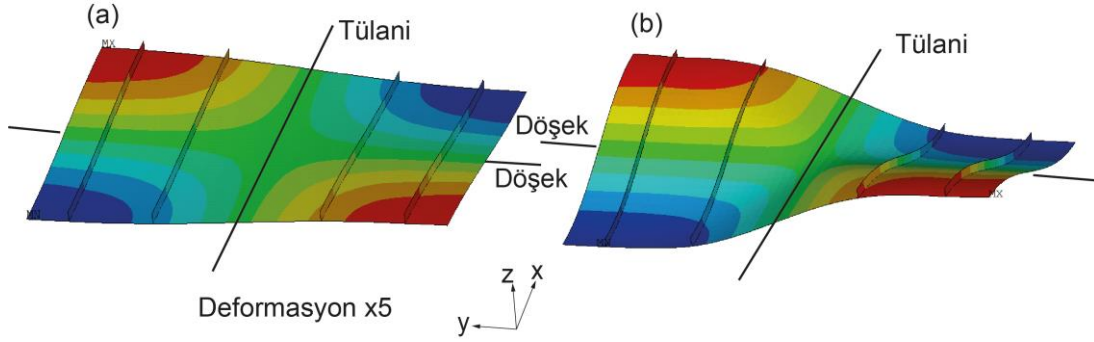
Yerel burkulmanın meydana geldiği panellerde ise (Şekil 5) levha da bir düzleşme meydana gelmemektedir. Deformasyonlar hala kabul edilen sinüs fonksiyonları temsil edilebilmektedir. Şekil 3 (b)'de SEY ve önerilen yöntem ile elde edilen burkulma gerilmelerinde küçük bir fark görülmektedir. Bunun sebebi ise stifnerlerin levhanın dönmesine olan etkisinin kabulünden kaynaklanmaktadır.

Geniş paneller için ortalama gerilme-şekilde değiştirme eğrileri Şekil 6'da verilmiştir.

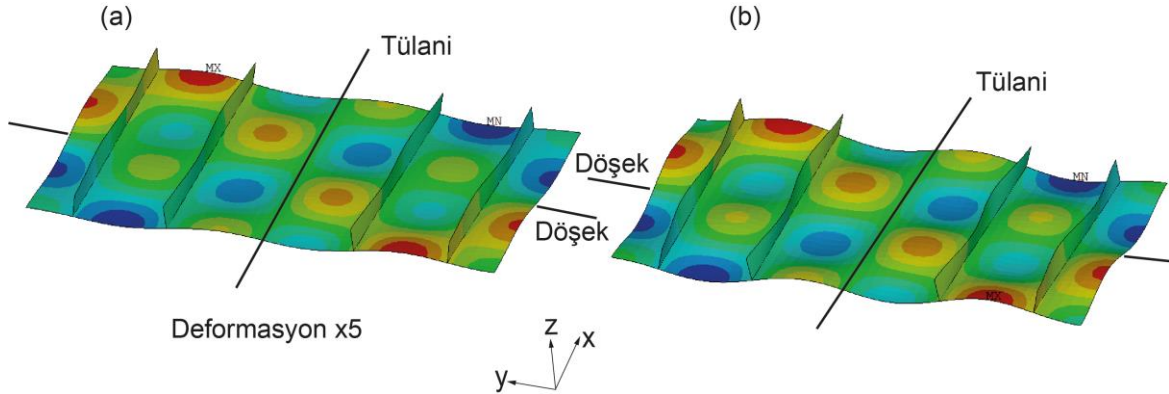


Şekil 6. Geniş paneller için ortalama gerilme-şekilde değiştirme eğrileri: (a) $h/t_w=4.0$, (b) $h/t_w=10.0$.

Şekil 6 (a)'da görüldüğü üzere burkulma sonrası dayanım SEY ve önerilen yöntem için hemen farklılık göstermektedir. Bunun sebebi ise panelin geniş olması sebebiyle deformasyonlarda düzleşmenin burkulma meydana geldikten sonra hızlı şekilde görülmeye başlanmasıdır (Şekil 7). Yerel burkulma durumu için ise Şekil 6 (b)'de görüldüğü üzere hem burkulma gerilmesi hem de burkulma sonrası dayanım değerleri SEY ve önerilen yöntem için oldukça uyumludur. Bunun sebebi ise daha önce de belirtildiği gibi yerel burkulma deformasyonlarında düzleşmenin incelenen yükleme bölgesinde meydana gelmemesidir (Şekil 8). Deformasyonlarda meydana gelen düzleşme hadisesi Ref. [9]'da detaylı şekilde anlatılmıştır.



Şekil 7. Geniş paneller için deformasyon şekilleri ($h/t_w=4.0$) : (a) burkulma anı, (b) burkulma sonrası.



Şekil 8. Geniş paneller için deformasyon şekilleri ($h/t_w=10.0$) : (a) burkulma anı, (b) burkulma sonrası.

SONUÇLAR

Önerilen yöntem panellerin burkulma gerilmelerini yüksek doğrulukta hesaplamıştır. Burkulma sonrası dayanım ise deformasyonların önerilen deformasyon fonksiyonlarının burkulma sonrası davranışı ne derece doğru temsil ettiğine bağlı olarak değişmektedir. Yerel burkulma meydana geldiğinde burkulma sonrası davranışlar önerilen sinüs fonksiyonları ile temsil edilebildiğinden bu durumda burkulma sonrası dayanım oldukça yüksek doğrulukta tahmin edilmiştir. Genel burkulma durumunda ise panel deformasyonlarında düzleşme meydana gelmesi sebebiyle yükte meydana gelen artış ile birlikte burkulma sonrası dayanım da farklılık göstermektedir.

KAYNAKLAR

- [1] S. Tanaka, D. Yanagihara, A. Yasuoka, M. Harada, S. Okazawa, M. Fujikubo, T. Yao, Evaluation of Ultimate Strength of Stiffened Panels Under Longitudinal Thrust, *Marine Structures*. 36 (2014) 21-50. doi:10.1016/j.marstruc.2013.11.002.

- [2] M. Fujikubo, M. Harada, T. Yao, M.R. Khedmati, D. Yanagihara, Estimation of ultimate strength of continuous stiffened panel under combined transverse thrust and lateral pressure, Part 2: Continuous stiffened panel, *Marine Structures*. 18 (2005) 411-427. doi:10.1016/j.marstruc.2006.01.001.
- [3] X.C. Xu, D. Yanagihara, M. Fujikubo, C.G. Soares, Influence of boundary conditions on the collapse behaviour of stiffened panels under combined loads, *Marine Structures*. 34 (2013) 205-225. doi: 10.1016/j.marstruc.2013.09.002.
- [4] X.C. Xu, Z.J. Song, J. Pan, C.G. Soares, Ultimate strength assessment of continuous stiffened panels under combined longitudinal compressive load and lateral pressure, *Ocean Engineering*. 139 (2017) 39-53. doi: 10.1016/j.oceaneng.2017.04.042.
- [5] M. Fujikubo, P. Kaeding, New simplified approach to collapse analysis of stiffened plates, *Marine Structures*. 15 (2002) 251-283. doi: 10.1016/S0951-8339(01)00029-6.
- [6] E. Byklum, J. Amdahl, A simplified method for elastic large deflection analysis of plates and stiffened panels due to local buckling, *Thin-Walled Structures*. 40 (2002) 925-953. doi: 10.1016/S0263-8231(02)00042-3.
- [7] E. Byklum, A. Steen, J. Amdahl, A semi-analytical model for global buckling and postbuckling analysis of stiffened panels, *Thin-Walled Structures*. 42 (2004) 701-717. doi: 10.1016/j.tws.2003.12.006.
- [8] Det Norske Veritas. Nauticus Hull user manual, PULS, (2005).
- [9] T. Yao, M. Fujikubo, *Buckling and ultimate strength of ship and ship-like floating structures, 1st Edition*, Butterworth-Heinemann, Elsevier, 2016.
- [10] R. Szilard, *Theories and applications of plate analysis: classical, numerical and engineering methods*, John Wiley & Sons, 2004.
- [11] M. Ozdemir, T. Yao, D. Yanagihara, A. Ergin, Ultimate strength assessment of ship panels under overall collapse: *The 29th Asian-Pacific Technical Exchange and Advisory Meeting on Marine Structures*, TEAM, Vladivostok, Russia, 2015: s. 51-57.